

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 59-029863

(43)Date of publication of application : 17.02.1984

(51)Int.Cl.

F16H 9/18

(21)Application number : 57-138549

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 11.08.1982

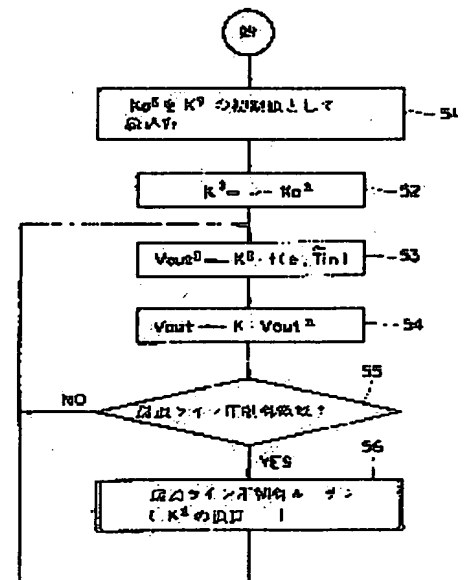
(72)Inventor : TOKORO SETSUO
SHIGEMATSU TAKASHI
WATANABE TOMOYUKI

(54) LINE PRESSURE CONTROL SYSTEM FOR BELT DRIVEN STEPLESS SPEED CHANGE GEAR

(57)Abstract:

PURPOSE: To improve the durability of a belt by conducting the optimum line pressure control during the period when the optimum line pressure control is feasible that controls the line pressure at a value near the slipping point of belt, calculating the required factor, and then, controlling the line pressure base on said factor at the period when the optimum line pressure control is not conducted.

CONSTITUTION: A line pressure control area is divided into an optimum line pressure control conducting area A and non-conducting area B. In the area A, the optimum line pressure control is conducted while calculating a required factor K^* . The initial value of the optimum line pressure control is also calculated based on the K^* . Therefore, the line pressure in the area B and the line pressure as the initial value can be set at small values, improving the durability of a belt.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

⑫ 公開特許公報 (A)

昭59—29863

⑬ Int. Cl.³
F 16 H 9/18

識別記号

庁内整理番号
7111—3 J

⑭ 公開 昭和59年(1984) 2月17日

発明の数 1
審査請求 未請求

(全 14 頁)

⑮ ベルト駆動式無段変速機のライン圧制御装置

豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内

⑯ 特 願 昭57—138549

⑰ 発 明 者 渡辺智之

⑱ 出 願 昭57(1982) 8月11日

豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内

⑲ 発 明 者 所節夫

⑳ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社

豊田市トヨタ町1番地トヨタ自動車株式会社内

豊田市トヨタ町1番地

㉑ 発 明 者 重松崇

㉒ 代 理 人 弁理士 中平治

明 細 書

1. 発明の名称

ベルト駆動式無段変速機のライン圧制御装置

2. 特許請求の範囲

入力側ディスクの回転がベルトを介して出力側ディスクへ伝達され、出力側ディスクの油圧サーボへライン圧が供給され、ライン圧がトルク伝達に支障のない程度に減少制御されるベルト駆動式無段変速機のライン圧制御装置において、無段変速機の作動期間を、ライン圧の減少制御が可能な期間と不可能な期間とに区分し、可能期間ではライン圧の減少制御を実施するとともに K^* を次式から算出し、

$$K^* = V_{out} / \bar{T}_{out}$$

ただし V_{out} : ライン圧制御用の出力 \bar{T}_{out} : 無段変速機の出力側トルク (振動成分を含まない)

以降、不可能期間における V_{out} および 初期値としての V_{out} を次式から

$$V_{out}^* = K^* \cdot \bar{T}_{out}$$

$$V_{out} = K \cdot V_{out}^*$$

ただし K : 1 より大きい定数

算出することを特徴とする、ベルト駆動式無段変速機のライン圧制御装置。

3. 発明の詳細な説明

本発明は、車両用動力伝達装置に用いられる無段変速機のライン圧制御装置に関する。

本出願人は先に特願昭57-40747号等において、無段変速機(以下「CVT」と記載する。)を利用した車両用動力伝達装置を開示した。ベルト駆動式CVTの出力側ディスクのサーボ油圧、すなわちライン圧は、低過ぎるとベルトが滑つてトルク伝達が不可能となり、高過ぎるとベルトの耐久性等に支障が生じるので、本出願人は特願昭57-96122号において、ベルトが滑り出すほぼ直前の値にライン圧を制御できるライン圧制御装置を開示した。しかしこの特願昭57-96122号のライン圧制御装置は次のような問題点を含んでいる。

- (1) 限界ライン圧を検出するためのデータ信号が得られない、あるいはデータ信号の一部が

信頼性に欠ける運転領域がある。例えば機関回転速度が大きい期間では機関出力トルクの変動が小さく、機関出力トルクのデータの信頼性が低下する。

- (2) ライン圧の初期値は安全のために油温、CVTの摩耗、経時変化等を考慮して常にかなり高目に設定されなければならない。

本発明の目的は、ベルトの滑り点の検出が困難となつてライン圧の最適値制御が不可能である領域においてもライン圧をできるだけ小さい値まで減少させることができ、かつライン圧の初期値も小さい値に設定することができるベルト駆動式無段変速機のライン圧制御装置を提供することである。

図面を参照して本発明の実施例を説明する。

最初に第1図において無段変速式車両用動力伝達装置の全体を説明すると、機関1のクランク軸2はクラッチ3を介してCVT4の入力軸5へ接続されている。1対の入力側ディスク6、7は互いに対向して配置され、一方の入力側デ

ィスク6の入力側ディスク6のサーボ油圧を増大する場合に流量制御弁24において油路26を油路19へ接続し、また入力側ディスク6のサーボ油圧を減少する場合に油路26をドレン油路25へ接続する。トルクセンサ29、30は、磁界の変化からそれぞれ入力軸5および出力軸10のトルクを検出する。回転角センサ31、32はそれぞれ入力側ディスク7および出力側ディスク8の回転速度を検出する。スロットルアクチュエータ35は吸気系スロットル弁の開度を制御し、加速ペダルセンサ36は、運転席37近傍の加速ペダル38の踏み量を検出する。

出力側ディスク9のサーボ油圧の増大に伴つて出力側ディスク9は出力側ディスク8の方へ押し付けられ、これに伴つてディスク8、9上におけるベルト11の接触位置は半径方向外方へ移動する。ライン圧は、ベルト11がディスク8、9に対して滑らないように制御される。また、入力側ディスク6のサーボ油圧の増大に伴つて入力側ディスク6は入力側ディスク7の方へ押

し付けられ、これに伴つてディスク6、7上におけるベルト11の接触位置は半径方向外方へ移動し、これによりCVT4の速度比が制御される。入力側ディスク6のサーボ油圧 \leq 出力側ディスク9のサーボ油圧であるが、入力側ディスク6の油圧サーボの受圧面積 \geq 出力側ディスク9の油圧サーボの受圧面積であるので、1未満の速度比も実現できる。

要求馬力が加速ペダル38の踏み量の関数として設定され、機関の目標トルクおよび目標回転速度が要求馬力の関数として設定される。目標トルクの関数として吸気系スロットル弁の開度が制御され、目標回転速度に關致してCVT4の速度比が制御される。機関の出力トルクおよび回転速度の制御の詳細は前述の特開昭57- 40747号等を参照されたい。

本発明ではライン圧の制御領域を第2図に示されるように、最適ライン圧制御実施領域Aと非実施領域Bとに区分する。領域Aは、CVT4の入力側回転速度 N_{in} (= 機関回転速度 N_e)と

し付けられ、これに伴つてディスク6、7上におけるベルト11の接触位置は半径方向外方へ移動し、これによりCVT4の速度比が制御される。入力側ディスク6のサーボ油圧 \leq 出力側ディスク9のサーボ油圧であるが、入力側ディスク6の油圧サーボの受圧面積 \geq 出力側ディスク9の油圧サーボの受圧面積であるので、1未満の速度比も実現できる。

要求馬力が加速ペダル38の踏み量の関数として設定され、機関の目標トルクおよび目標回転速度が要求馬力の関数として設定される。目標トルクの関数として吸気系スロットル弁の開度が制御され、目標回転速度に關致してCVT4の速度比が制御される。機関の出力トルクおよび回転速度の制御の詳細は前述の特開昭57- 40747号等を参照されたい。

入力側トルク T_{in} (= 機関出力トルク T_e) とに関する入力データがともに信頼できる区間として定義されている。

第3図は本発明のアルゴリズムのフローチャートである。ステップ51では K^* の1回目の初期値 K_0^* を読込む。ステップ52では K_0^* を K^* に代入する。 $K^* = K_0^*$ となるのは最初の1回のみで、以降は K^* はステップ56の最適ライン圧制御ルーチンで決定される。ステップ53では調圧弁24用のアンプへ送る電圧の基本値 V_{out}^* を算出する。 V_{out}^* は次式により表わされる。

$$\begin{aligned} V_{out}^* &= K^* \cdot \tilde{T}_{out} \\ &= K^* \cdot \tilde{T}_{in}/e \\ &= K^* \cdot f(e, \tilde{T}_{in}) \end{aligned}$$

ただし \tilde{T}_{out} : CVT4の出力側トルク(振動成分を含まない)

\tilde{T}_{in} : CVT4の入力側トルク(振動成分を含まない)

e : CVT4の速度比
 $= \frac{\text{CVT4の出力側回転速度 } N_{out}}{\text{CVT4の入力側回転速度 } N_{in}}$

当する成分 T_{in}^* , T_{out}^* を抽出する。ステップ62では T_{in}^* , T_{out}^* の実行値 A_{in} , A_{out} を検出する。ステップ63では $r = A_{out} / A_{in}$ を算出する。ステップ64では $\alpha = r(k) / r(k-1) - a$ を算出する。ただし $r(k)$ はステップ63の今回の実行により得られた r , $r(k-1)$ はステップ63の前の実行により得られた r , a は定数である。ステップ65では α と0とを比較し、 $\alpha \geq 0$ であればステップ70へ進み、 $\alpha < 0$ であればステップ71へ進む。第5図はライン圧 P_ℓ (= CVT4の出力側サーボ油圧) と振幅比 A_{out}/A_{in} との関係を示し、ライン圧 P_ℓ が $P_{\ell 1}$ より小さくなると A_{out}/A_{in} が急速に低下して $P_\ell \leq P_{\ell 2}$ から滑りが生じることが分かる。したがって $\alpha \geq 0$ では $P_\ell > P_{\ell 1}$ であると判定してライン圧 P_ℓ を所定値減少させ、 $\alpha < 0$ であると $P_\ell < P_{\ell 1}$ と判定してライン圧 P_ℓ を所定値増大させる。すなわちステップ70では V_{fb} を $-4V$ だけ減少させる。なお $V_{fb}(k)$ は今回の補正値、 $V_{fb}(k-1)$ は前回の補正値である。ステップ71では $K^* =$

f : 関数

ステップ54では調圧弁24用のアンプへ送る電圧の実際値 $V_{out} = K \cdot V_{out}^*$ とする。ただし K は1より大きい値であり、 $V_{out} > V_{out}^*$ とすることによりライン圧 P_ℓ を適切値より少し大き目にしてベルト11の滑りを確実に回避する。 V_{out} の増大に連れて調圧弁15におけるドレン量が減少し、ライン圧 P_ℓ は次式により表わされる。

$$P_\ell = K_1 \cdot V_{out} + K_2$$

ただし K_1, K_2 は定数である。

ステップ55では、 N_{in} および T_{in} により CVT4 が第3図の領域Aにあるか否かを判定し、領域Aにあればステップ56へ進んで最適ライン圧制御を実施し、領域Bにあればステップ53へ戻る。ステップ56における最適ライン圧制御の詳細は第4図で説明する。

第4図においてステップ60ではCVT4の入力側トルク T_{in} および出力側トルク T_{out} を読込む。ステップ61では、バンドパスフィルタにより、 T_{in} , T_{out} のうち機関燃焼室の爆発周波数に相

$V_{out} / f(e, \tilde{T}_{in})$ を算出する。最適ライン圧制御ルーチンの実施によりライン圧 P_ℓ は最終的には $P_{\ell 1}$ 近傍に来るので、ステップ71の実行により $P_\ell \approx P_{\ell 1}$ の時の K^* が算出される。この K^* はCVT4が次に領域Bになつた場合にあるいは加減速時に第3図のステップ53で利用されるので、領域Bにおけるライン圧 P_ℓ 、および初期値としてのライン圧 P_ℓ は大き過ぎない適切な値に制御される。ステップ72では V_{fb} を $4V$ だけ増大する。ステップ73では $V_{out} + V_{fb}$ を V_{out} に代入し、 V_{out} を調圧弁15のアンプに制御電圧として出力する。ステップ74では加減速時か否かを判定し、車両が加減速状態になつていたら第3図のステップ53へ進み、車両が定常状態に維持されていればステップ60へ戻つて最適ライン圧制御を継続する。

第6図は本発明のブロック線図である。バンドパスフィルタ78は入力側トルク T_{in} 、出力側トルク T_{out} の爆発周波数成分 T_{in}^* , T_{out}^* を抽出する。爆発周波数は N_{in} から検出できる。

ブロック79はステップ62に対応し、 Tin^* 、 $Tout^*$ の実行値 Ain 、 $Aout$ を算出する。ブロック80、81は、それぞれステップ63、64に対応し、 r 、 α を算出する。ブロック82はステップ70、72に対応し、 $\alpha \geq 0$ 、 $\alpha < 0$ に関係して ΔV あるいは $-\Delta V$ を選択する。ブロック83はステップ73に対応し、 Vfb を補正する。ブロック88はステップ71に対応し、 $P\theta$ が限界値 $P\theta 1$ に充分に接近すると $K^* = Vout / I (Tin, e)$ を算出する。ブロック90はステップ53、54に対応し、 $Vout$ を算出する。加え合せ点91では $Vout + Vfb$ を $Vout$ に代入する。領域Bでは加え合せ点91におけるブロック88からの加算は中止され、ブロック90の $Vout$ がそのまま制御アンプ92へ送られる。こうして算出された $Vout$ が調圧弁制御アンプ92へ送られ、ライン圧 $P\theta$ が制御される。

第7図は電子制御装置のブロック図である。CPU 100、RAM 101、ROM 102、I/F (インタフェース) 103、A/D (アナログ/デジタル変換器) 104、D/A (デジタル/アナログ変換器) 105は

ことによりベルト11の滑り点を検出できる。この原理を利用した実施例のアルゴリズム、ブロック線図、および電子制御装置のブロック図の変更部分をそれぞれ第9図、第10図、および第11図に示す。

第9図においてステップ114では $i = 1$ とする。ステップ115では Tin^* 、 $Tout^*$ の位相差 θ を検出する。ステップ116では i と所定値 M とを比較し、 $i \neq M$ であればステップ117へ進んで $i + 1$ を i に代入し、ステップ60へ進む。また、 $i = M$ であればステップ117へ進む。こうして所定の期間に渡つて θ がサンプリングされる。ステップ117では θ の最大値 θ_{max} および最小値 θ_{min} を算出する。ステップ118では $\alpha = (\theta_{max} - \theta_{min})$ を α に代入する。ベルト11の滑り点に近くなると、 $\theta_{max} - \theta_{min}$ が増大して $\alpha < 0$ となり、また、ライン圧 $P\theta$ が充分に高い場合には $\theta_{max} - \theta_{min}$ は小さく、 $\alpha \geq 0$ となる。

第10図において位相差検出回路121では θ が検出され、ブロック122では θ を M 回、検出し

バス106により互いに接続されている。入力側回転角センサ31および出力側回転角センサ32の出力パルスはI/F 103へ送られる。入力側トルクセンサ29および出力側トルクセンサ30のアナログ出力はバンドパスフィルタ78を介して積分器108へ送られ、 Ain 、 $Aout$ がA/D 104でA/D変換される。入力側トルクセンサ29のアナログ出力はローパスフィルタ109へ送られ、 Tin の直流成分 \bar{Tin} がA/D 104でA/D変換される。 \bar{Tin} は第3図ステップ53で $Vout^*$ を校出する際に使用される。バンドパスフィルタ78の中心周波数は燃発周波数に合せられ、燃発周波数は Nin から検出される。D/Aの出力 $Vout$ は調圧弁制御アンプ92へ送られてライン圧 $P\theta$ が制御される。

第8図はベルトの滑り点を検出する別の原理を示す。 Tin および $Tout$ の燃発周波数成分 Tin^* 、 $Tout^*$ はライン圧 $P\theta$ が充分に高い場合(a)は一定の位相差を保持するが、ベルト11が滑り出す(b)と、位相差は $\pm 180^\circ$ を越えて変化する。したがつて Tin^* 、 $Tout^*$ の位相差を検出する

て記録する。ブロック123では M 個の θ から θ_{max} 、 θ_{min} を検出する。ブロック124では $\alpha = \theta_{max} - \theta_{min}$ を算出する。

第11図では位相差検出回路121がバンドパスフィルタ78とA/D 104との間に設けられる。

第12図はベルト11の滑り点を検出する他の原理を示す。ライン圧 $P\theta$ の低下とともに $Tout$ の変動成分は、ある特定の周波数で共振を起こす。その共振成分 $Tout^*$ の振幅は第12図に示されるように滑りの直前にピーク値となる。したがつて $Tout^*$ を検出することによりベルト11の滑り点を検出することができる。 $Tout^*$ を利用する実施例のアルゴリズム、ブロック線図、および電子制御装置のブロック図の変更部分をそれぞれ第13図、第14図、および第15図に示す。

第13図ではステップ129において $Tout$ を脱込む。ステップ130ではバンドパスフィルタにより $Tout$ の共振周波数成分 $Tout^*$ を抽出する。ステップ131では $Tout^*$ の振幅 $Aout$ を算出する。ステップ132では $\alpha = Aout(k) - Aout(k-1) - \alpha$

を算出する。

第14図のブロック線図ではバンドパスフィルタ135により T_{out}^* が抽出され、積分器136で A_{out} が算出され、ブロック137で $\alpha = A_{out}(k) - A_{out}(k-1) \cdot a$ が算出される。

第15図のブロック図では出力側トルク30の出力がバンドパスフィルタ135および積分器136を介してA/D104へ送られ、バンドパスフィルタ135の中心周波数は、前述の共振周波数に設定される。

第16図はベルト11の滑り点を検出する別の原理を示す。第16図に示されるようにCVT4の伝達効率 η (=出力/入力)が、ライン圧 P_L の低下とともに滑り直前にピーク値となる。第17図、第18図および第19図はこの原理を利用するアルゴリズム、ブロック線図、および電子制御装置のブロック図の変更部分を示す。

第17図のフローチャートではステップ140において、 T_{in} , T_{out} , N_{in} , N_{out} を読込む。ステップ141ではローパスフィルタにより T_{in} ,

T_{out} の直流成分 \bar{T}_{in} , \bar{T}_{out} を抽出する。ステップ142では伝達効率 $\eta = \bar{T}_{out} \cdot N_{out} / \bar{T}_{in} \cdot N_{in}$ を算出する。ステップ143では $\alpha = \eta(k) - \eta(k-1) \cdot a$ を算出する。

第18図のブロック線図ではローパスフィルタ146において直流成分 \bar{T}_{in} , \bar{T}_{out} が抽出される。ブロック147では η が算出され、ブロック148では α が算出される。

第19図のブロック図ではローパスフィルタ146がトルクセンサ29, 30とA/D104との間に設けられる。

第20図はベルト11の滑りを検出する他の原理を示す。CVT4の入力側サーボ油圧 P_{in} と出力側サーボ油圧 P_{out} との関係は $P_{in} = S_r \cdot P_{out}$ の線に対して第20図の実線に示されるように現われ、 P_{in} が $P_{in} = S_r \cdot P_{out}$ 線の近傍になるとベルト11の滑りが生じる。 S_r は次式により表わされる。

$$S_r = (A_{out} \cdot \phi_{in}) / (A_{in} \cdot \phi_{out})$$

ただし A_{in} : CVTの入力側サーボの受圧面積

A_{out} : CVTの出力側サーボの受圧面積

ϕ_{in} : 入力側ディスクにおけるベルトの巻付き角

ϕ_{out} : 出力側ディスクにおけるベルトの巻付き角

第21図、第22図、および第23図はこの原理を利用する実施例のアルゴリズム、ブロック線図、および電子制御装置の変更部分を示す。

第21図のフローチャートではステップ153において P_{in} , P_{out} を読込む。ステップ154ではローパスフィルタにより P_{in} , P_{out} の直流成分 \bar{P}_{in} , \bar{P}_{out} を読込む。ステップ155では $\alpha = \bar{P}_{in} - S_r \cdot \bar{P}_{out} \cdot a$ を算出する。

第22図のブロック線図ではローパスフィルタ158により P_{in} , P_{out} の直流成分 \bar{P}_{in} , \bar{P}_{out} が抽出され、ブロック159で α が算出される。

第23図のブロック図では入力側油圧センサ162、出力側油圧センサ163、および入力側トルクセンサ29の出力がローパスフィルタ158を介してA/D140へ送られる。 T_{in} は第3図のステップ53で用いられる。

これのよう本発明によれば、ライン圧をベル

ト滑り点近傍の値に制御する最適ライン圧制御が可能な期間では最適ライン圧制御を実施するとともに、所定の係数 K^* を算出し、次に最適ライン圧制御の非実施期間では K^* に基づいてライン圧が制御される。また、最適ライン圧制御の初期値も、この K^* に基づいて計算される。したがって非実施期間のライン圧および初期値としてのライン圧を小さい値に設定することができ、ベルトの耐久性等を改善することができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明が適用される無段変速式車両用動力伝達装置の全体図、第2図は本発明において最適ライン圧制御の実施領域と非実施領域とを示す図、第3図は本発明のアルゴリズムのフローチャート、第4図は最適ライン圧制御ルーチンの詳細なフローチャート、第5図はベルトの滑り点を検出する原理を説明するための図、第6図および第7図は第5図の原理を利用した実施例のブロック線図、および電子制御装置のブロック図、第8図(a), (b)はベルトの滑り点を

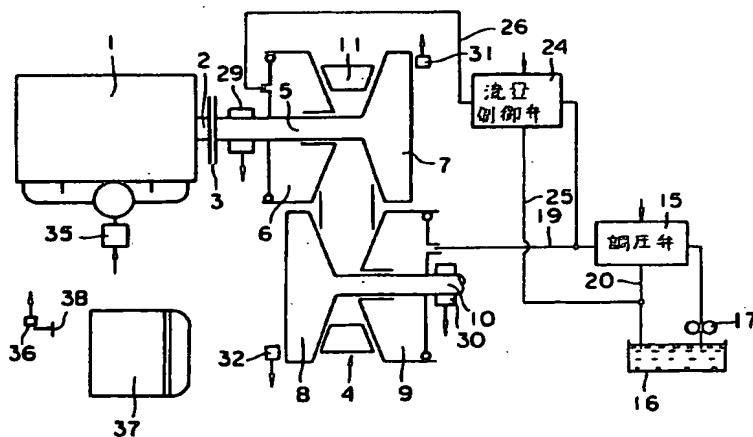
検出する他の原理を説明するための図、第9図、第10図、および第11図は第8図の原理を利用した実施例の変更部分のみのフローチャート、ブロック線図、および電子制御装置のブロック図、第12図はベルトの滑り点を検出する他の原理を説明するための図、第13図、第14図、および第15図は第12図の原理を利用した実施例の変更部分のみのフローチャート、ブロック線図、および電子制御装置のブロック図、第16図はベルトの滑り点を検出する他の原理を説明するための図、第17図、第18図、および第19図は第16図の原理を利用した実施例の変更部分のみのフローチャート、ブロック線図、および電子制御装置のブロック図、第20図はベルトの滑り点を検出する他の原理を説明するための図、第21図、第22図、および第23図は第20図の原理を利用した実施例の変更部分のみのフローチャート、ブロック線図、および電子制御装置のブロック図である。

4 … CTV、6、7 … 入力側ディスク、8、9 …

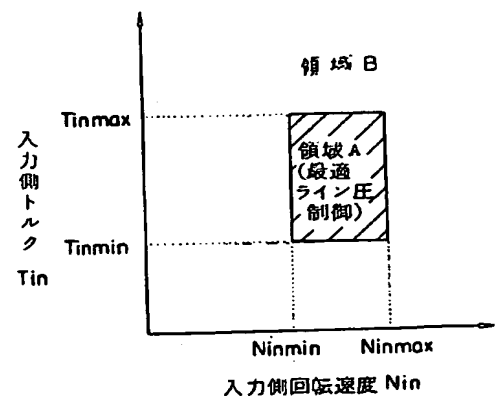
出力側ディスク、11 … ベルト、15 … 調圧弁、29 … 入力側トルクセンサ、31、32 … 回転角センサ。

特許出願人 トヨタ自動車株式会社
代理人弁理士 中 平 治

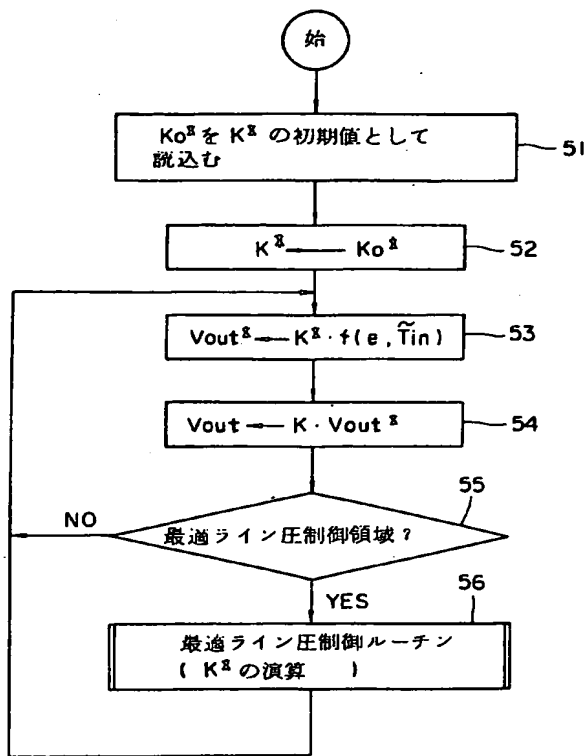
第1図



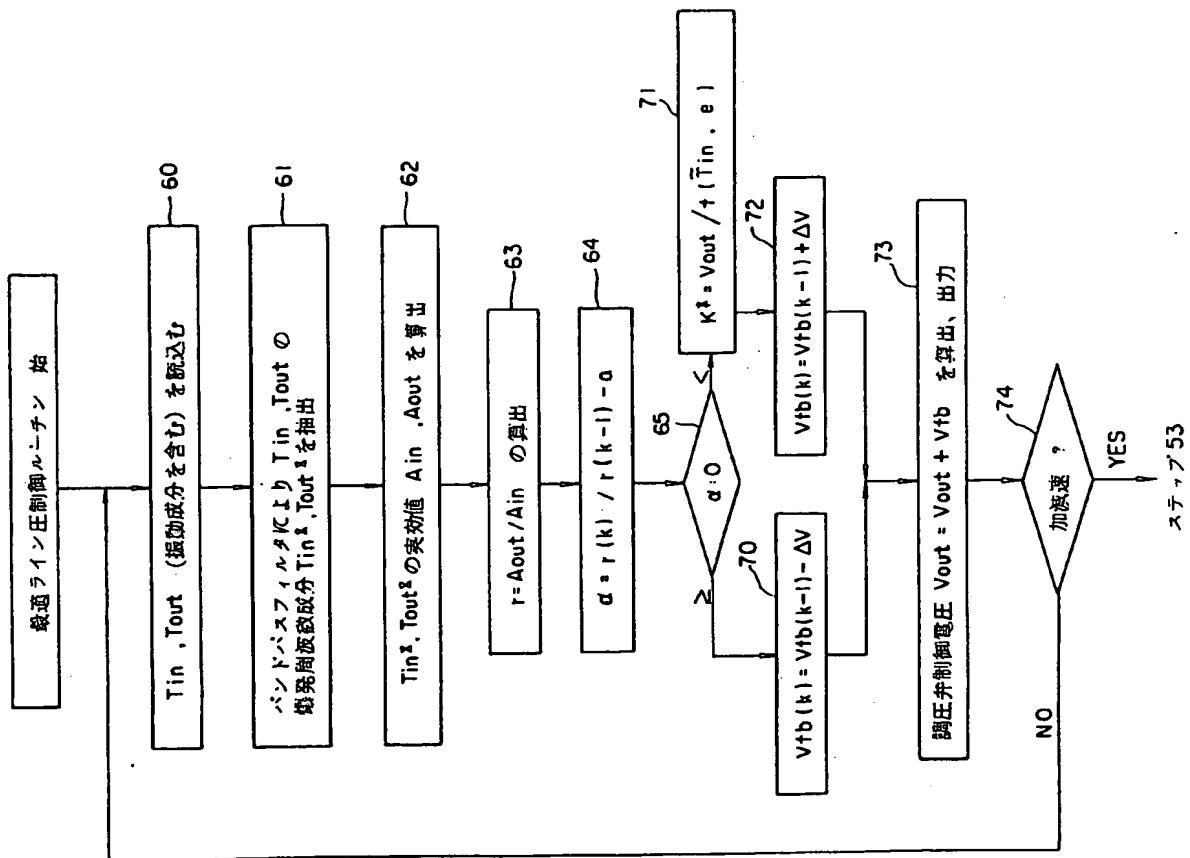
第2図



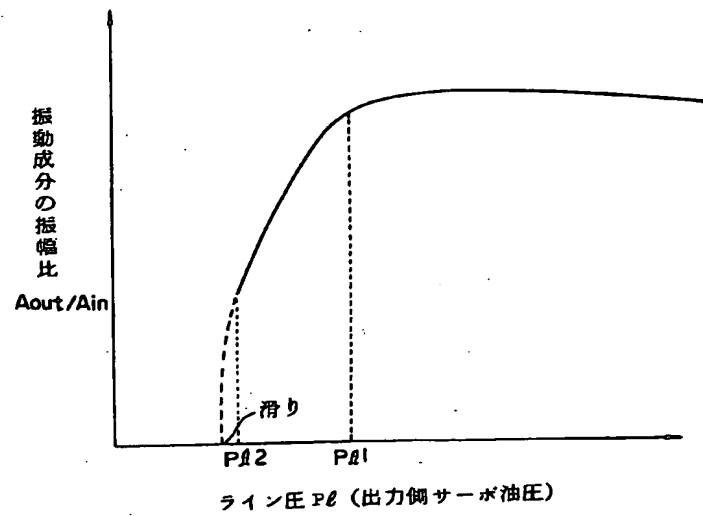
第 3 図



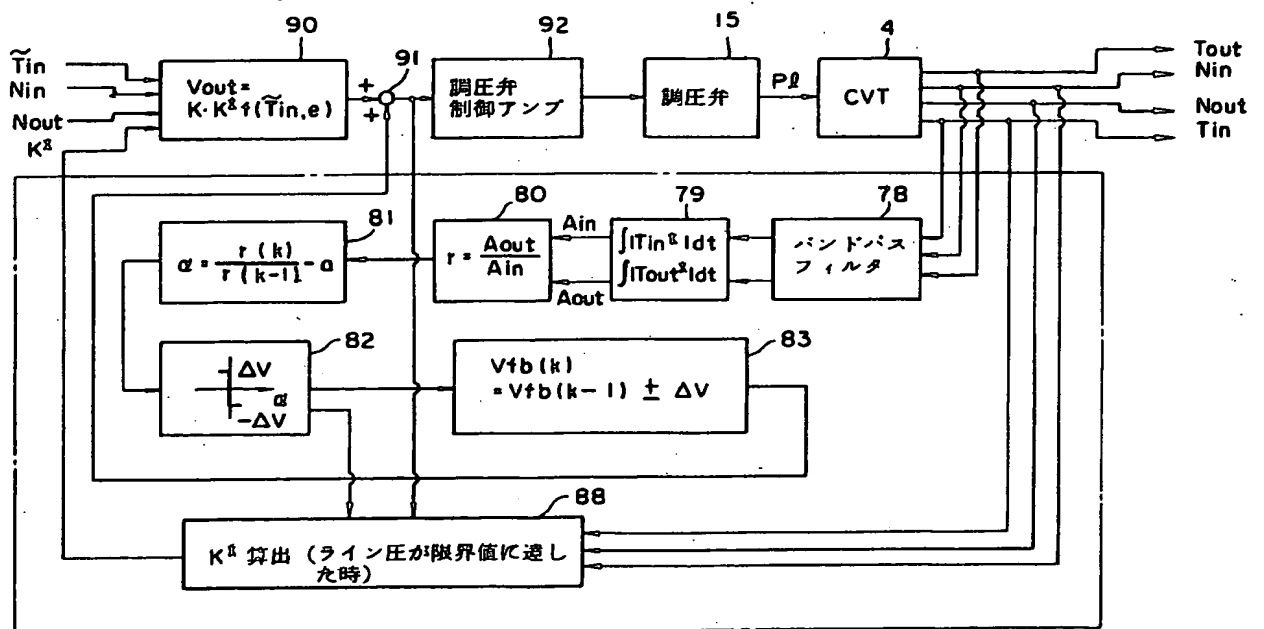
第 4 図



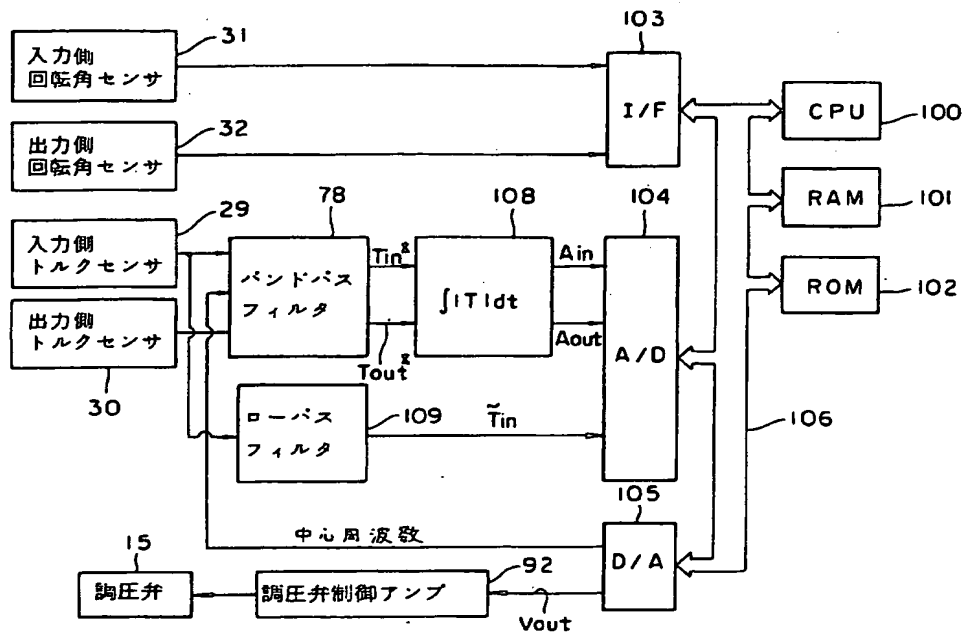
第 5 図



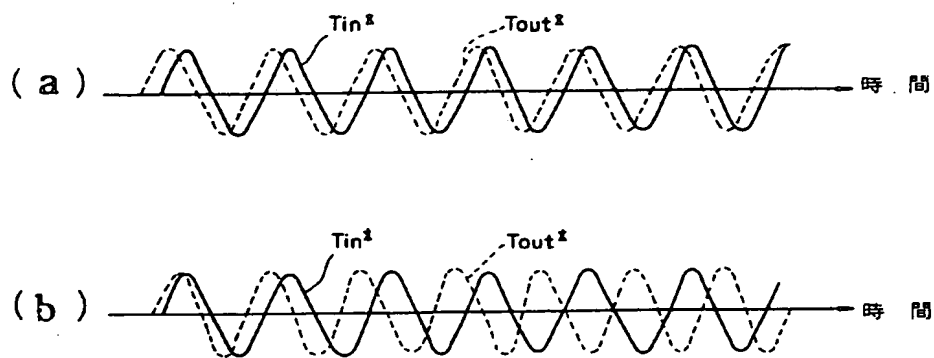
第 6 図



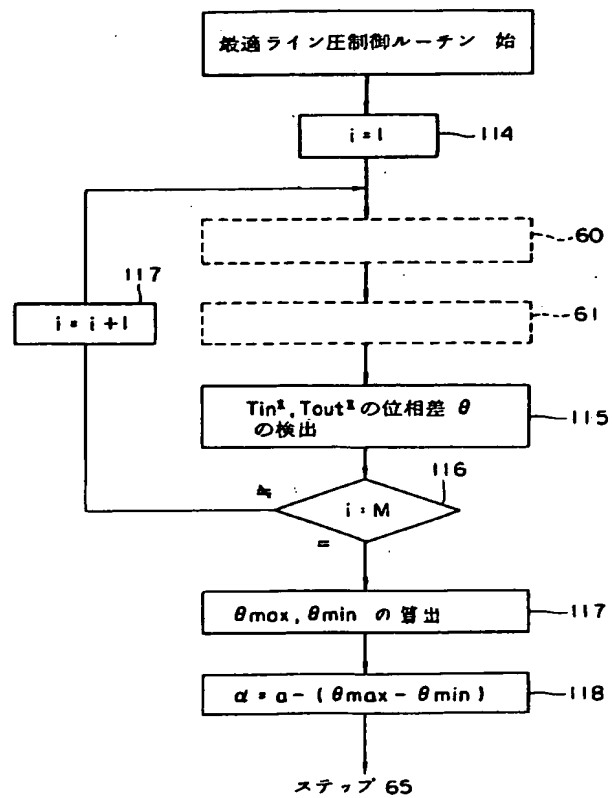
第 7 図



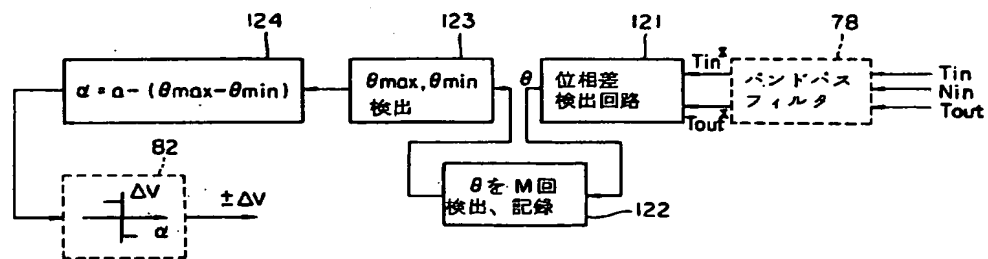
第 8 図



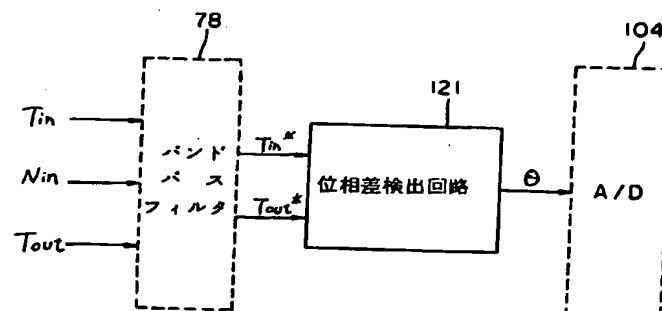
第 9 図



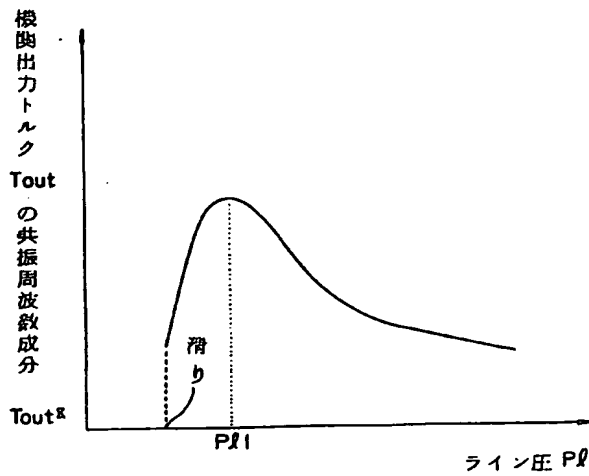
第 10 図



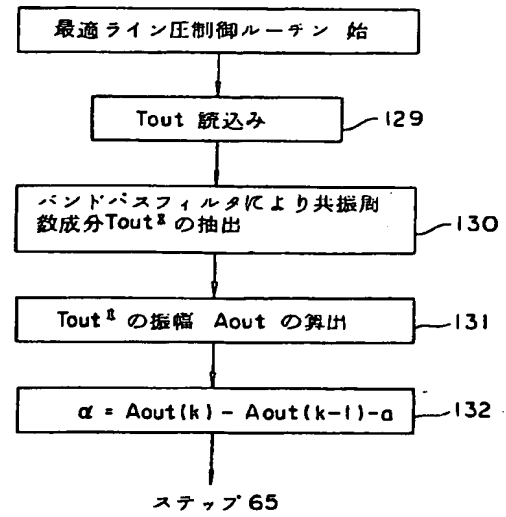
第 11 図



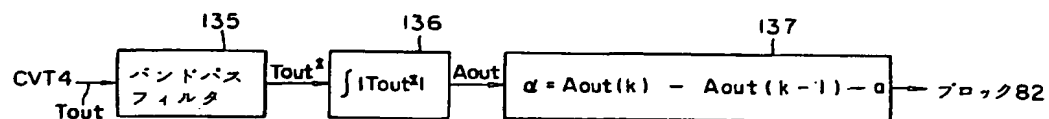
第 12 図



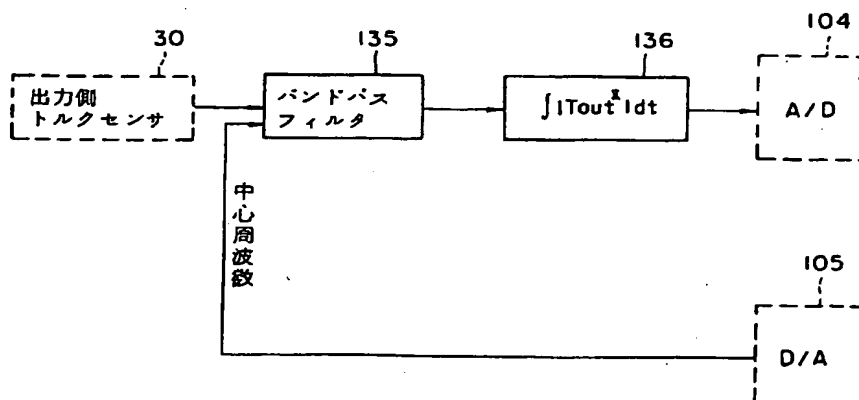
第 13 図



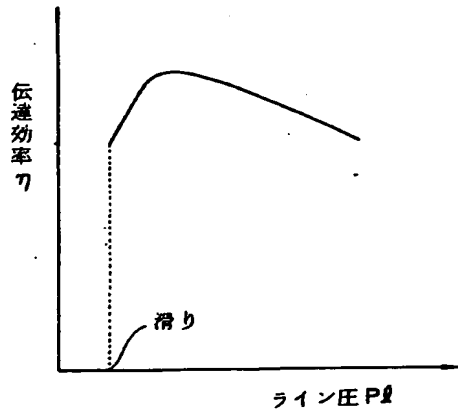
第 14 図



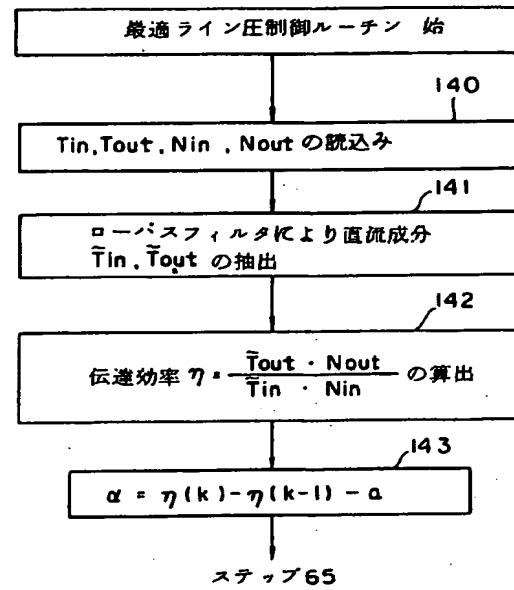
第 15 図



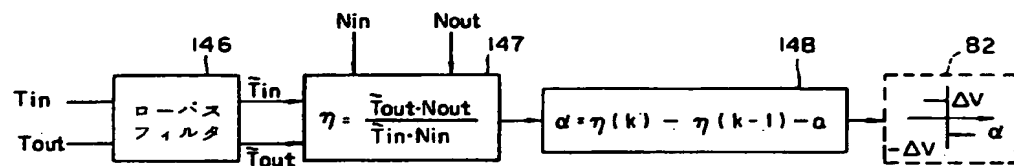
第 16 図



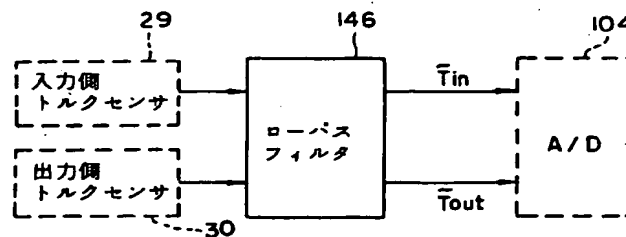
第 17 図



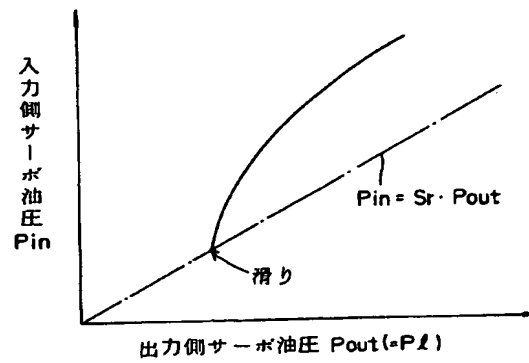
第 18 図



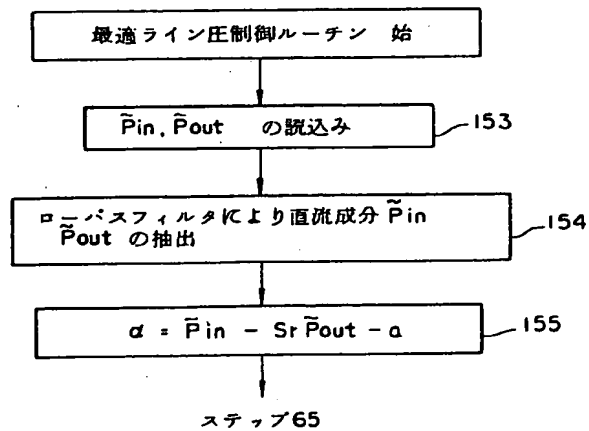
第 19 図



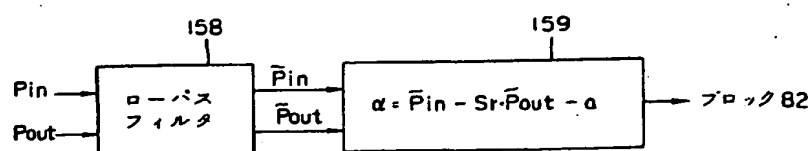
第20図



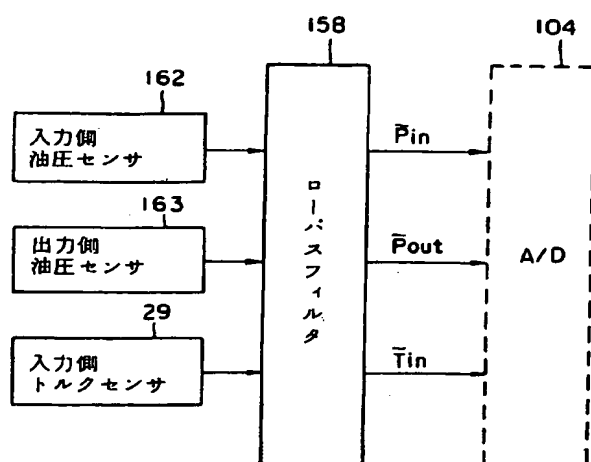
第21図



第22図



第 23 図



平成 1.11.28 発行

手続補正書（自発）

特許法第17条の2の規定による補正の掲載

昭和 57 年特許願第 138549 号（特開昭
59-29863 号、昭和 59 年 2 月 17 日
発行 公開特許公報 59-299 号掲載）につ
いては特許法第17条の2の規定による補正があっ
たので下記のとおり掲載する。 5（2）

平成 1 年 8 月 28 日

特許庁長官 吉 田 文 毅 殿

1. 事件の表示

昭和 57 年 特許願 第 138549 号

2. 発明の名称

ベルト駆動式無段変速機のライン圧制御装置

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

名 称 (320) トヨタ自動車株式会社

4. 代 理 人

〒450

住 所 名古屋市中村区名駅三丁目14番16号
東洋ビル 電話 (052) 581-1060

氏 名 (8536) 弁理士 池 田 治 幸

5. 補正の対象

(1) 明細書の発明の名称の欄

(2) 明細書の特許請求の範囲の欄

(3) 明細書の発明の詳細な説明の欄

(4) 図面

Int. Cl.	識別記号	庁内整理番号
F16H 9/18		8513-3J

6. 補正の内容

(1) 発明の名称を「^{クドウキムダン ハンソクキ}ベルト駆動式無段変速機の油²
^{アツセイギョソウチ}圧制御装置」に訂正する。

(2) 特許請求の範囲を別紙のように補正する。

(3) 明細書第2頁第5行乃至第3頁第14行の「
本発明は、・・・・提供することである。」を
下記の文章に訂正する。

記

「産業上の利用分野

本発明は、車両用ベルト駆動式無段変速機の油
圧制御装置に関するものである。

従来の技術

本出願人は先に特願昭57-40747号（特開昭58-1
6066）などにおいて、無段変速機（以下C V Tと
いう）を利用した車両用動力伝達装置を開示した。
このような装置におけるC V Tは、入力軸および
出力軸に設けられた有効径が可変の入力側ディス
クおよび出力側ディスクと、それら入力側ディス
クおよび出力側ディスクに巻き掛けられたベルト
とを備え、予め理論的に求められた第1の関係が

ら第1の変数に基づいて前記ベルトの張力を制御
するための制御圧を決定し、その制御圧を、前記
入力側ディスクおよび出力側ディスクの有効径を
変更する油圧サーボの一方に作用させられるよう
になっている。

これに対し、本出願人は、先に、特願昭57-961
22号（特開昭58-214054）により、ベルトが滑り出
すほぼ直前の値に制御圧を制御できる油圧制御装
置を提案した。これによれば、前記制御圧と前記
状態変数との第2の関係における前記ベルトの滑
りに関連する変化特性を利用して、実際に得られ
た状態変数に基づいて制御圧を制御する手段が設
けられているため、油温、ベルトの摩耗状態、回
転速度などに拘わらず、制御圧が必要且つ充分な
値に制御され、C V Tの耐久性が高められるとと
もに、オイルポンプを駆動するための動力損失が
抑制される。

発明が解決すべき課題

ところで、上記の形式の油圧制御装置では、車
両の作動状態によっては、C V Tの動力伝達状態

に関連してその動力伝達状態を表す状態変数に信頼性が得られ難い場合があり、時として制御圧の制御精度が損なわれる不都合があった。たとえば、エンジンが高速回転状態になると、上記入力軸トルク T_{i0} の脈動を検出し難くなる現象があるが、前記状態変数が少なくともCVTの入力軸トルク T_{i0} の脈動から導かれる場合には、その状態変数の信頼性が得られ難くなるのである。

本発明は以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、ベルトの滑りに関連する制御圧の制御に際して、状態変数の信頼性が得られない領域においても、油温、ベルトの摩耗状態、回転速度などに拘わらず、制御圧を必要かつ十分に制御できる油圧制御装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

かかる目的を達成するための本発明の要旨とするところは、入力軸および出力軸に設けられた有効径が可変の入力側ディスクおよび出力側ディスクと、それら入力側ディスクおよび出力側ディスク

定し、得られる領域であれば前記直接的制御圧制御手段の作動を許容し、得られない領域であれば前記第1の関係に基づく制御圧の制御を実行させる判定手段とを設けたことにある。

作用および発明の効果

このようにすれば、前記関係修正手段により、直接的制御圧制御手段による制御圧の制御において前記ベルトの滑りが発生する直前の制御圧とそのときの第1の変数とに基づいて前記第1の関係が修正される一方、前記判定手段により、状態変数算出手段によって算出される状態変数の信頼性が得られる作動領域でないと判定された場合には、修正された第1の関係に基づく制御圧の制御が実行される。このため、状態変数の信頼性が得られない領域においても、油温、ベルトの摩耗状態、回転速度などに拘わらず、制御圧が必要かつ十分に制御されるのである。

実施例

(4) 同 第4頁第15行の「・・・生成する。」の次に、「このライン圧は、ベルト11の張力を

クに巻き掛けられたベルトとを比べ、予め理論的に求められた第1の関係から第1の変数に基づいて前記ベルトの張力を制御するための制御圧を決定し、その制御圧を、前記入力側ディスクおよび出力側ディスクの有効径を変更する油圧サーボの一方に作用させる形式のベルト駆動式無段変速機の油圧制御装置において、(a)前記無段変速機の動力伝達状態に関連してその状態を表す所定の状態変数を算出する状態変数算出手段と、(b)前記制御圧と前記状態変数との第2の関係における前記ベルトの滑りに関連する変化特性を利用して、実際に得られた該状態変数に基づいて制御圧を上記ベルトの滑りが発生する直前の値となるように制御する直接的制御圧制御手段と、(c)その直接的制御圧制御手段による制御圧の制御において前記ベルトの滑りが発生する直前の制御圧とそのときの第1の変数とに基づいて前記第1の関係を修正する関係修正手段と、(d)前記状態変数算出手段により算出される状態変数の信頼性が得られる作動領域であるか或いは得られない作動領域であるかを判

制御するための制御圧である。」を挿入する。

(5) 同 第4頁第20行の「25」を「26」に修正する。

(6) 同 第5頁第5行の「トルクセン29」を、「トルクセンサー29」に修正する。

(7) 同 第6頁第7行の「1未満」を「1以上」に修正する。

(8) 同 第7頁第3行の「・・・定義されている。」の次に、「すなわち、本実施例では、上記領域Aは、状態変数算出手段として機能する後述のステップS63により算出される状態変数である r （＝脈動成分 T_{i0} の実効値 A_{i0} ／脈動成分 T_{i0} の振幅 A_{i0} ）や、後述のステップS117により算出される状態変数である入力側トルク T_{i0} の脈動成分 T_{i0} および出力側トルク T_{o0} の脈動成分 T_{o0} の位相差 θ_{i0} 、 θ_{o0} や、後述のステップS131により算出される状態変数である脈動成分 T_{i0} の振幅 A_{i0} などに十分な信頼性が得られる作動領域である。なお、第2図の N_{1000} は、エンジン1がそれ以上の高回転領

域となると脈動成分 $T_{i,n}$ や $T_{o,n}$ の検出が困難となる値であり、第2図の $N_{i,n}$ は、エンジン1がそれ以下の低回転領域となるとクラッチ3が半係合あるいは解放となって脈動成分 $T_{i,n}$ や $T_{o,n}$ の検出が困難となる値である。また、第2図の $T_{i,n}$ および $T_{o,n}$ は、ライン圧がそれ以下あるいはそれ以上となると調圧弁15の特性に追随してライン圧制御に支障が生じる値である。」を挿入する。

(9) 同 第7頁第9行の「・・・決定される。」の次に、「この最適ライン圧制御ルーチンは、状態変数算出手段として機能する第4図のステップS63において算出された脈動成分の振幅比（状態変数） r とライン圧 P_L との関係、すなわち第5図に示す関係（第2の関係）におけるベルト11の滑りに追随する変化特性を利用して、ライン圧をベルト11の滑りが発生する直前の値 P_{L1} となるように実際の振幅比 r に基づいて制御する直接的制御圧制御手段に対応している。また、上記 K は、上記最適ライン圧制御ルーチンのステ

ップS71において、ライン圧 P_L がベルト11の滑りの発生する直前の値 P_{L1} である状態となったとき、換言すれば、 α が負の状態となりライン圧 P_L を増加させなければベルト11の滑りが発生する状態となったとき、そのときの $T_{i,n}$ と $V_{o,n}$ との関係を決めるための係数である。したがって、上記最適ライン圧制御ルーチンのステップS71は、ライン圧 P_L がベルト11の滑りの発生する直前の値 P_{L1} となったときに上記 K を再決定することにより、 $T_{i,n}/e$ と $V_{o,n}$ との関係（第1の関係）を修正する関係修正手段として機能している。」を挿入する。

00 同 第8頁第12行の「第3図」を「第2図」に補正する。

00 同 第8頁第14行の「・・・へ戻る。」の次に、「すなわち、本実施例において、上記ステップS55は、第4図のステップS63により算出される状態変数、すなわち脈動成分の振幅比 r の信頼性が得られる作動領域Aであるか或いは得られない作動領域Bであるかを判定し、得られ

る領域AであればステップS56の最適ライン圧制御ルーチンの実行を許容し、得られない領域Bであれば前記ステップS53乃至S55により構成される、理論的な関係に基づく制御圧の制御を実行させる判定手段として機能している。」を挿入する。

00 同 第9頁第1行の「成分」を「脈動成分」に補正する。

00 同 第9頁第2行および第11頁第2行の「実行値」を「実効値」に補正する。

00 同 第12頁第14行と第15行との間に下記の文章を改行して挿入する。

記

「本実施例によれば、最適ライン圧制御によるライン圧の制御中に、関係修正手段として機能するステップS71において、ベルト11の滑り直前のライン圧 P_{L1} とそのときの第1の変数（ $T_{i,n}/e$ ）とに基づいて K が求められることにより、第1の関係（ $V_{o,n} = K \cdot f(T_{i,n}/e)$ ）が修正される一方、判定手段として機能するステッ

プS55により、状態変数算出手段として機能するステップS63にて算出される状態変数（脈動成分の振幅比 r ）の信頼性が得られる作動領域Aでないと判定された場合には、ステップS53乃至S55において、上記修正された第1の関数に基づく制御圧の制御が実行される。このため、状態変数の信頼性が得られないことから、前記ステップS56の最適ライン圧制御ルーチンの制御精度が得られない領域Bにおいても、油温、ベルトの摩耗状態、回転速度などに拘わらず、ライン圧 P_L が必要かつ十分に制御されるのである。」

00 同 第17頁第18行の「140」を「104」に補正する。

00 図面の第1図において別紙の通り符号「18」を追加する。

以 上

別 紙

特許請求の範囲

入力軸および出力軸に設けられた有効径が可変の入力側ディスクおよび出力側ディスクと、それら入力側ディスクおよび出力側ディスクに巻き掛けられたベルトとを備え、予め理論的に求められた第1の関係から第1の変数に基づいて前記ベルトの張力を制御するための制御圧を決定し、該制御圧を、前記入力側ディスクおよび出力側ディスクの有効径を変更する油圧サーボの一方に作用させる形式のベルト駆動式無段変速機の油圧制御装置において、

前記無段変速機の動力伝達状態に関連して該状態を表す所定の状態変数を算出する状態変数算出手段と、

前記制御圧と前記状態変数との第2の関係における前記ベルトの滑りに関連する変化特性を利用して、実際に得られた該状態変数に基づいて制御圧を該ベルトの滑りが発生する直前の値となるように制御する直接的制御圧制御手段と、

該直接的制御圧制御手段による制御圧の制御において前記ベルトの滑りが発生する直前の制御圧とそのときの第1の変数とに基づいて前記第1の関係を修正する関係修正手段と、

前記状態変数算出手段により算出される状態変数の信頼性が得られる作動領域であるか或いは得られない作動領域であるかを判定し、得られる領域であれば前記直接的制御圧制御手段の作動を許容し、得られない領域であれば前記第1の関係に基づく制御圧の制御を実行させる判定手段と

を含むことを特徴とするベルト駆動式無段変速機の油圧制御装置。

第 1 図

